

УДК 621. 982

П.М. ГЛАДКИЙ, канд. техн. наук, профессор, НТУ “ХПИ”;
О.В. ДМИТРИЕНКО, канд. техн. наук, доцент, НТУ “ХПИ”

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ ЖЕСТКОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРА ОБЪЕМНОГО ГИДРОПРИВОДА С УЧЕТОМ РАСТВОРЕННОГО ВОЗДУХА В РАБОЧЕЙ ЖИДКОСТИ

В статті описана математична модель робочого процесу в гідроциліндрі з урахуванням наявності газоповітряної фази в робочій рідині, а також можливого розриву плин у при дроселюванні на вході в порожнину низького тиску гідроциліндра. Виконано чисельні розрахунки на ЕОМ, в результаті яких визначена динамічна жорсткість гідроциліндра (без врахування пружних деформацій стінок) у залежності від різних параметрів у діапазоні частот 10 – 200 Гц. За результатами розрахунків на декількох частотах побудовані амплітудні частотні характеристики.

В статье описана математическая модель рабочего процесса в гидроцилиндре с учетом наличия воздуховоздушной фазы в рабочей жидкости, а также возможного разрыва течения при дроселировании на входе в пустоту низкого давления гидроцилиндра. Выполнены численные расчеты на ЭВМ, в результате которых определена динамическая жесткость гидроцилиндра (без учета упругих деформаций стенок) в зависимости от разных параметров в диапазоне частот 10 – 200 Гц. По результатам расчетов на нескольких частотах построены амплитудные частотные характеристики.

In this work described mathematical working process model in hydrocylindr with provision for presence an gas-air phase in working liquids, as well as possible current breakup under throttling at the input in the cavity of low pressure hydrocylindr. Executed digit calculations on PC, as a result which determined dynamic acerbity hydrocylindr (disregarding springy deforming the walls) depending on different parameters within the range of frequencies 10 – 200 Hz. On results of calculations on several frequencies built magnitude frequency features.

Введение. Рабочий процесс в цилиндре гидропривода объемного регулирования характеризуется тем, что в полости, соединенной со сливом, устанавливается весьма низкое давление, практически равное давлению в гидробаке. Известно, что при низком давлении наличие в рабочей жидкости нерастворенного воздуха резко уменьшает приведенный модуль упругости гидросмеси, ухудшая динамические характеристики гидропривода. Представляет интерес оценить степень этого влияния.

Постановка задачи. В статье ставится задача построить математическую модель рабочего процесса в гидроцилиндре с учетом наличия газовой фазы в рабочей жидкости, а также возможного разрыва течения при дроселировании на входе в полость низкого давления гидроцилиндра. Затем выполнить численные расчеты на ЭВМ, в результате которых определить динамическую жесткость гидроцилиндра (без учета упругих деформаций стенок) в зависимости от различных параметров в диапазоне частот 10...200 Гц. Модуль динамической жесткости будем определять как отношение амплитуды возмущающей силы к амплитуде первой гармоники перемещения штока.

Математическая модель и анализ влияния газовой фазы в рабочей жидкости на динамическую жесткость гидроцилиндра объемного

гидропривода. Расчетная схема объемного гидропривода приведена на рис. 1.

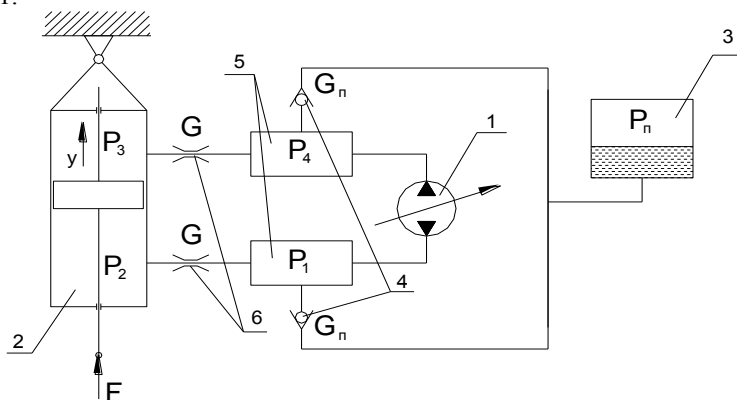


Рисунок 1 – Расчетная схема объемного гидропривода: 1 – насос; 2 – гидроцилиндр; 3 – гидробак; 4 – обратные клапаны; 5 – полости насоса; 6 – соединительные каналы

Система уравнений, описывающих динамику гидропривода:

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} = (P_2 - P_3) \cdot S - K \cdot \frac{dy}{dt} + F - F_c; \quad (1)$$

$$q(t) - \frac{V_1}{E(P_1)} \cdot \frac{dP_1}{dt} - Q_{12} + Q_{n1} - K_y \cdot (P_1 - P_n) = 0; \quad (2)$$

$$Q_{12} - \frac{V_2}{E(P_2)} \cdot \frac{dP_2}{dt} - S \cdot \frac{dy}{dt} = 0; \quad (3)$$

$$S \cdot \frac{dy}{dt} - \frac{V_3}{E(P_3)} \cdot \frac{dP_3}{dt} - Q_{34} = 0; \dots\dots\dots (4)$$

$$Q_{34} - \frac{V_4}{E(P_4)} \cdot \frac{dP_4}{dt} + Q_{n4} - K_y \cdot (P_4 - P_n) - q(t) = 0. \quad (5)$$

В выражениях (1) – (5) приняты следующие обозначения: m – масса поршня гидроцилиндра; y – перемещение поршня гидроцилиндра; P_1, P_4 – давления в полостях насоса; P_2, P_3 – давления в полостях гидроцилиндра; S – рабочая площадь поршня гидроцилиндра; K – коэффициент вязкого трения; V_1, V_4 – объемы полостей насоса; q – геометрическая подача насоса; F – внешняя нагружающая сила; F_c – сила сухого трения по уплотнениям штока и поршня; K_y – коэффициент утечек в насосе; P_n – давление в гидробаке; V_2, V_3 – объемы полостей гидроцилиндра; Q_{n1}, Q_{n4} – расходы обратных клапанов; Q_{12}, Q_{34} – расходы, соответственно из полостей P_1, P_3 в полости P_2, P_4 ; E – адиабатический модуль упругости

смеси рабочей жидкости и газовой воздушной фазы в соответствующих полостях. В связи с тем, что при исследовании динамической жесткости перемещения поршня как правило малы, а также, учитывая, что жесткость гидроцилиндра минимальна при среднем положении поршня [1], в дальнейшем анализе принято: $V_2 = V_3 = \text{const}$.

Вычисление $E(\epsilon_1) - E(\epsilon_4)$ производится в зависимости от давления и содержания газовой воздушной фазы [1]. Пренебрегая непостоянством адиабатического модуля упругости рабочей жидкости в диапазоне давлений $P_i = 0 - 20$ МПа, можно записать:

$$E(P_i) \approx E^* \cdot \frac{1 - \frac{P_i - P_0}{E^*} + \epsilon \cdot \left(\frac{P_0}{P_i}\right)^{1/n}}{1 - \frac{P_i - P_0}{E^*} + \epsilon \cdot \left(\frac{P_0}{P_i}\right)^{1/n} \cdot \frac{E^*}{n \cdot P_i}},$$

где E^* – средний адиабатический модуль объемной упругости рабочей жидкости в интервале давлений от P_0 до P_i ; $n = 1, 3$ – показатель политропы; $\epsilon = V_{ov}/V_{og}$ – относительное содержание газовой воздушной фазы; P_0 – атмосферное давление; $i = 1-4$; V_{ov} , V_{og} – объемы, соответственно газовой воздушной фазы и жидкости при нормальных условиях.

Сила сухого трения определяется в соответствии с [4]:

$$F_c = \begin{cases} F_c^0 \cdot \text{sign}(dy/dt) & \text{при } |dy/dt| > 0; \\ F_g & \text{при } dy/dt = 0 \text{ и } F_g \leq F_c^0; \\ F_c^0 \cdot \text{sign}(F_g) & \text{при } dy/dt = 0 \text{ и } F_g > F_c^0, \end{cases}$$

где F_c^0 – модуль силы сухого трения; $F_g = (P_2 - P_3) \cdot S + F$.

Расход через обратные клапаны в зависимости от давления в полостях определяется следующим образом: $Q_{ni} = \begin{cases} 0 & \text{при } P_i \geq P_{ni}; \\ G_n \cdot \sqrt{\epsilon_n - P_i} & \text{при } P_i < P_{ni}; \end{cases}$

где G_n – проводимость обратных клапанов, $i = 1, 4$.

Расходы между полостями определяются по формулам:

$$Q_{12} = G \cdot \sqrt{|P_1 - P_2|} \cdot \text{sign}(P_1 - P_2);$$

$$Q_{34} = G \cdot \sqrt{|P_3 - P_4|} \cdot \text{sign}(P_3 - P_4),$$

где G – проводимость соединительных каналов от насоса к полостям гидроцилиндра (принята одинаковой для нагнетания и всасывания).

В связи с возможностью нарушения неразрывности течения при дросселировании на входе в гидроцилиндр, уравнения (3) и (4) дополняются следующими условиями:

а) если $P_2 \leq P_s$ или $V_{b2} < 0$, (7)

$$\text{то } \begin{cases} P_2 = P_s; \\ V_{b2} = \int_{t_{02}}^t Q_{p2} \cdot dt; \end{cases} \quad (8)$$

$$\text{б) если } P_3 \leq P_s \text{ или } V_{b3} < 0, \quad (9)$$

$$\text{то } \begin{cases} P_3 = P_s; \\ V_{b3} = \int_{t_{03}}^t Q_{p3} \cdot dt \end{cases} \quad (10)$$

где P_s – давление парообразования рабочей жидкости; V_{b2} , V_{b3} – объемы парогазовых полостей в гидроцилиндре (приняты отрицательными); t_{02} , t_{03} – время начала образования парогазовых полостей (т.е. моменты начала выполнения условий (7) и (9)); t – текущее время; Q_{p2} , Q_{p3} – мгновенные значения «недостающего» расхода в соответствующих полостях.

Условия (7) и (5) проверяются на каждом шаге численного интегрирования и, в случаях выполнения, вместо уравнений (3) и (4) используются соотношения (8) и (10) соответственно. При этом Q_{p2} и Q_{p3} определяются из уравнений (3) и (4) (в предположении $dP_2/dt = 0$ либо

$$dP_3/dt = 0): \quad Q_{p2} = Q_{12} - S \cdot \frac{dy}{dt}; \quad Q_{p3} = S \cdot \frac{dy}{dt} - Q_{34}.$$

При использовании соотношений (8) и (10) не учитывается изменение давления в паровой полости. Однако, ввиду непродолжительности разрывных явлений и незначительности абсолютной величины давления паров, такое упрощение не искажает общей картины рабочего процесса в гидроцилиндре.

Система дифференциальных уравнений (1) – (5) с учетом условий (7) – (10) решалась методами численного интегрирования на ПЭВМ. Анализ был выполнен для гидропривода, имеющего следующие параметры: $m = 0,5$ кг; $S = 1,04 \cdot 10^{-3}$ м²; $F_c^0 = 400$ Н; $V_2 = V_3 = 6 \cdot 10^{-5}$ м³; $P_s = 5$ кПа; $K = 50$ Н·с/м; $q(t) = 0$; $G_n = 10^{-7}$ м⁴·с⁻¹·Н^{-0,5}; $K_y = 1,1 \cdot 10^{-12}$ м⁵/(с·Н); $P_n = 0,5$ МПа; $E^* = 1300$ МПа; $G = 3 \cdot 10^{-7}$ м⁴·с⁻¹·Н^{-0,5}; $V_1 = V_4 = 2 \cdot 10^{-6}$ м³; $P_0 = 0,1$ МПа.

Внешняя нагружающая сила полагалась синусоидальной:

$$F = F_H \cdot \sin(2\pi \cdot f \cdot t),$$

где F_H – амплитуда; f – частота.

Значение ϵ при расчетах изменялось от 0 до 0,03, что, как правило, имеет место при эксплуатации гидропривода [3].

Результаты расчетов приведены в табл. 1, 2 и на рис. 2.

Таблица 1

ε	$F_H, \text{Н}$	Частота, Гц				
		10	20	40	100	200
		Динамическая жесткость, $C_g \cdot 10^{-7}, \text{Н/м}$				
0	2000	3,55	4,25	4,75	5,05	5
	10000	3,05	3,8	4,3	4,5	4,5
0,01	2000	2,5	2,86	3,15	3,26	3,26
	10000	2,9	3,55	3,97	4,18	4,1

Таблица 2

$G, \text{м}^4 \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{Н}^{-0,5}$	ε	$F_H, \text{Н}$	Давление в гидробаке, $P_n, \text{МПа}$					
			0,1	0,5	1	1,5	2	4
			Динамическая жесткость, $C_g \cdot 10^{-7}, \text{Н/м} (f = 40 \text{ Гц})$					
$3 \cdot 10^{-7}$	0	2000	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75	4,75
		10000	3,96	4,3	4,3	4,3	4,3	4,3
10^{-8}	0	2000	4,87	5,02	5,07	5,07	5,07	5,07
		10000	1,8	2,73	3,6	4,24	4,57	4,56
$3 \cdot 10^{-7}$	0,03	2000	0,7	1,9	3,15	3,78	4,11	4,55
		10000	1,1	3,4	3,9	4,06	4,13	4,29
10^{-8}	0,03	2000	0,7	1,67	3,18	3,96	4,37	4,89
		10000	1,1	1,66	2,39	3,1	3,66	4,4

Анализ табл. 1 показывает, что в рассматриваемом диапазоне частот при давлении в гидробаке 0,5 МПа, изменение ε с 0 до 0,01 снижает модуль динамической жесткости (C_g) примерно на 30% (при малой амплитуде F_H).

Из рис. 2 видно, что с повышением давления в гидробаке с 0,5 МПа до 2 МПа C_g увеличивается в 2–2,3 раза (в зависимости от ε и F_H).

В некоторых схемах объемных гидроприводов [2] может иметь место дросселирование на входе в гидроцилиндр. В табл. 2 показано, что уменьшение проводимости соединительных каналов от $G = 3 \cdot 10^{-7}$ до $G = 10^{-8} \text{ м}^4 \cdot \text{с}^{-1} \cdot \text{Н}^{-0,5}$ (соответствует изменению диаметра эквивалентного отверстия с 3,3 мм до 0,6 мм), снижает C_g при малых P_n более чем в 2 раза даже при полном отсутствии газовой фазы в жидкости. Проведенные расчеты позволяют определить нижнюю границу давления в гидробаке, при котором практически достижимые значения относительного содержания газовой фазы, а также уменьшение проводимости соединительных каналов незначительно влияют на динамическую жесткость гидроцилиндра.

Следует отметить, что на высоких частотах величина динамической жесткости гидроцилиндра привода объемного регулирования приближается к жесткости гидроцилиндра привода дроссельного регулирования [1], которая для приведенного примера составляет $4,53 \cdot 10^7 \text{ Н/м}$.

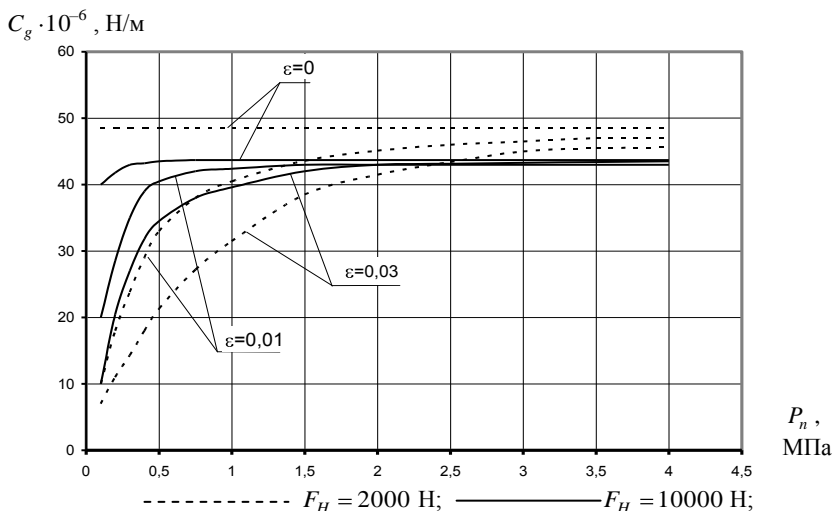


Рисунок 2 – Влияние давления в гидробаке (P_n) и относительного содержания газовой фазы (ε) на динамическую жесткость. Частота внешней нагружающей силы $f = 40$ Гц

Выводы. В результате исследований определена динамическая жесткость гидроцилиндра (без учета упругих деформаций стенок) в зависимости от различных параметров в диапазоне частот 10–200 Гц. Модуль динамической жесткости определяется как отношение амплитуды возмущающей силы к амплитуде первой гармоники перемещения штока. По результатам расчетов на нескольких частотах построены амплитудные частотные характеристики. Изменение относительного содержания газовой фазы с 0 до 0,01 приводит к снижению модуля динамической жесткости (C_g) примерно на 30%. Проведенные расчеты позволяют определить нижнюю границу давления в гидробаке, при котором уменьшение проводимости соединительных каналов будут незначительно влиять на динамическую жесткость гидроцилиндра.

Список литературы: 1. Гамынин Н.С. Гидравлический привод систем управления. – М.: Машиностроение, 1972. – 376 с. 2. Патент США №4, 199,055. 3. Аксиально-поршневой регулируемый гидропривод / Под ред. В.Н. Прокофьева. – М.: Машиностроение, 1969. – 496 с. 4. Баженов А.И., Гамынин Н.С., Кареев В.И. и др. Проектирование следящих гидравлических приводов летательных аппаратов / Под ред. Н.С. Гамынина. – М.: Машиностроение, 1981. – 312 с. 5. Свешников В.К. Перспективы развития гидропривода // Привод и управление. – 2008. – №1. – С. 5 – 12.

Надійшла до редколегії 30.08.2010